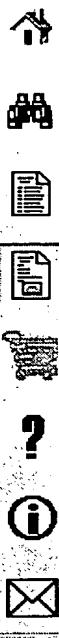




JP7208586

Biblio | Page 1 | Drawing

**espacenet**

## LUBRICATING DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

Patent Number: JP7208586  
Publication date: 1995-08-11  
Inventor(s): TANAKA KOICHI  
Applicant(s): TOYOTA MOTOR CORP  
Requested Patent:  JP7208586  
Application Number: JP19940006995 19940126  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F16H57/04; F16H3/44  
EC Classification:  
Equivalents:

### Abstract

**PURPOSE:** To secure the always sufficient quantity of lubricating oil in all the speed change stages, even with the constitution where the lubricating oil is supplied to the supporting part of a pinion gear through a rotary member which is constituted so that the revolution is suspended at a specific speed change stage.

**CONSTITUTION:** An output member 280 which is always in revolution is interposed in a lubricating passage for a pinion gear P221, and a lubricating passage for the pinion gear P221 is continuously formed through an oil passage 280b formed at the above-described interposed part. Since the output member 280 is always in revolution in advance and in retreat, the pumping action can be obtained by the revolution, and a sufficient quantity of lubricating oil can be supplied into the pinion gear P221 in all the speed change stages, including the specific speed change stages.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

5t<sup>o</sup> 538

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-208586

(43)公開日 平成7年(1995)8月11日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
F 16 H 57/04  
3/44

識別記号 庁内整理番号  
J  
Z 8609-3 J

F I

技術表示箇所

(21) 出席委員 特願平6-6205

(22)出願日 平成6年(1994)1月26日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 田中 篤一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動

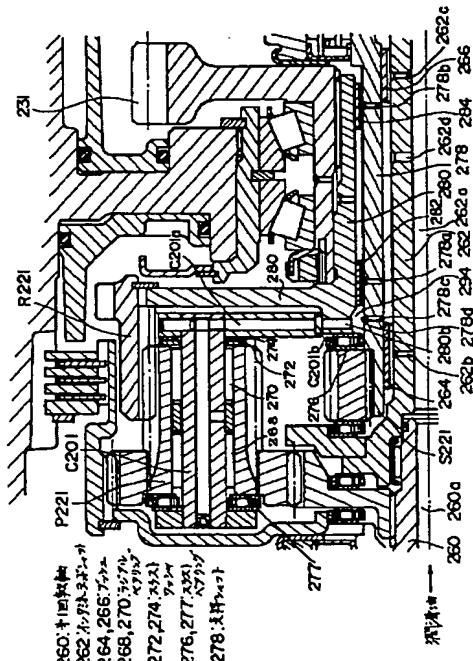
内社会株式有限公司

(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機の潤滑装置

(57) [要約]

**【目的】** 特定の変速段で回転が停止するような回転部材を介してピニオンギヤの支持部に潤滑油を供給する構成であっても、あらゆる変速段で常に十分な潤滑油量を確保する。

【構成】 このピニオンギヤP221への潤滑経路中に常時回転する出力部材280を介在させ、この介在させた部分に形成した油路280bを介してピニオンギヤP221への潤滑系統が連続的に形成されるようとする。出力部材280は前進時、後退時とも常に回転するためその回転によってポンプ作用を得ることができ、当該特定の変速段を含め、全ての変速段で十分な潤滑油をピニオンギヤP221内に供給することができる。



1

2

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】キャリアが回転自在に支持されると共に、ビニオンシャフトが該キャリアに支持され、更にビニオンギヤが該ビニオンシャフトに支持される遊星歯車機構を備え、特定の変速段において回転が停止する回転部材に設けられた潤滑油路を経由して、潤滑油を前記キャリア及びビニオンシャフトに形成した油孔を介して前記ビニオンギヤの支持部に供給する車両用自動変速機の潤滑装置において、

前記キャリアに形成される油孔の内周側開口部と前記特定の変速段で回転の停止する回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部との間に、出力部材の一部を介在させ、

この一部に前記回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部から前記キャリアに形成される油孔の内周側開口部に潤滑油を供給するための潤滑油路を形成したことを特徴とする車両用自動変速機の潤滑装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、車両用自動変速機の潤滑装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】車両用の自動変速機においては設定されている全変速段（ギヤ段）において所定の部位に確実に必要量の潤滑油が供給されなければならない。特に、キャリアが回転自在に支持されると共に、ビニオンシャフトが該キャリアに支持され、更にビニオンギヤが該ビニオンシャフトに支持されるような遊星歯車機構を備えた自動変速機にあっては、そのビニオンギヤ内のペアリングやサイドスラストワッシャに常に十分な潤滑油が供給される必要がある（例えば、特開平2-113155号公報参照）。

【0003】従来、この種の自動変速機におけるビニオンギヤP121の内部への潤滑は、図6に示されるように、インタミネーテッドシャフト162内に注入された潤滑油が、主にシャフト外部へと空けられた油孔162dから第2遊星歯車機構121のサンギヤS121の支持シャフト178に設けられた油孔178cを通り、該サンギヤS121及びリングギヤR121と同一回転するアウトプットシャフト180の間のスラストペアリング176を経由し、更に、キャリアC101の内周に設けられた油室194へと導かれ、最後にキャリアC101内に形成された油路C101a及びビニオンシャフト内を通ってラジアルペアリング168、170、スラストワッシャ172、174、あるいはスラストペアリング177へと供給される構造が採用されていた。

【0004】なお、図6に示す構成は、従来の潤滑装置に係る技術思想、あるいはその欠点をより明確に示すために、後述する本発明の実施例（特にその図1）と対応するように便宜上作成したものであり、符号も下2桁を

10

20

30

40

50

同一にしている。即ち、この図6に示す構成はこれと同一の従来例がそのまま公知であったことを示すものではない。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような構成の潤滑構造は、自動変速機が第2速段にあるときには、第2遊星歯車機構121のサンギヤS121の支持シャフト178の回転が0となってしまうことから、該支持シャフト178の回転による遠心力によって発生するポンプ作用が期待できず、スラストペアリング176やキャリアC101内の油路C101aに潤滑油が十分供給されず、その結果ビニオンギヤ内のラジアルペアリング168、170やスラストワッシャ172、174、あるいはスラントペアリング177の焼付きあるいは寿命低下を起し易いという問題があった。

【0006】この問題は、一つの対策として潤滑圧を増大すれば一応解決はされるが、この潤滑圧を増大させる方法は必然的にオイルポンプの負荷の増加を伴なうため、それだけ効率が低下し、車両の動力性能の低下や燃費の増大を引き起すという新たな問題が生じる。更には、潤滑圧の増大に伴って潤滑油路の各部分におけるシーリング機能も向上させる必要が生じるため、シール部材のフリクション増による効率悪化も非常に大きくなってくる。

【0007】一方、他の考え得る対策として、ビニオンギヤ内の潤滑油の供給をより良好に行うために、例えばインタミネーテッドシャフト162やサンギヤS121の支持シャフト178の軸方向に空いている油孔162dや178cの径を増大する方法も考えられるが、この方法は他のペアリング等への潤滑油量がそれだけ減少してしまうため、採用し難い。

【0008】本発明は、このような従来の問題に鑑みてなされたものであって、潤滑圧を増大させることなく、即ち、オイルポンプの負荷増やシール部材のフリクション増を伴なうことなく、又他のペアリング部材等に供給される潤滑油が一律に低下してしまうというような事態を招くことなく、いかなる変速状態（ギヤ段状態）であっても、確実に十分量の潤滑油をビニオンギヤ内のペアリングやワッシャに供給することができる車両用自動変速機の潤滑装置を提供することを目的とする。

## 【0009】

【課題を解決するための手段】本発明は、キャリアが回転自在に支持されると共に、ビニオンシャフトが該キャリアに支持され、更にビニオンギヤが該ビニオンシャフトに支持される遊星歯車機構を備え、特定の変速段において回転が停止する回転部材に設けられた潤滑油路を経由して、潤滑油を前記キャリア及びビニオンシャフトに形成した油孔を介して前記ビニオンギヤの支持部に供給する車両用自動変速機の潤滑装置において、前記キャリアに形成される油孔の内周側開口部と前記特定の変速段

3

で回転の停止する回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部との間に、出力部材の一部を介在させ、この一部に前記回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部から前記キャリアに形成される油孔の内周側開口部に潤滑油を供給するための潤滑油路を形成したことにより、上記課題を解決したものである。

## 【0010】

【作用】本発明においては、たとえ特定の変速段において回転が停止する回転部材に設けられた潤滑油路を経由して潤滑油が供給される基本構成の自動変速機であっても、キャリアに形成される油孔の内周側開口部とこの特定の変速段で回転の停止する回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部との間に、出力部材の一部を介在させるようにし、その上で、この介在させた一部に前記回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部から前記キャリアに形成される油孔の内周側開口部に潤滑油を供給するための潤滑油路を形成するようにした。

【0011】その結果、出力部材は自動変速機がいかなる変速段状態であろうとも車両が停止していない限り停止することができないため、その回転による遠心力で発生するポンプ作用によりピニオンギヤ内の潤滑を良好に行うことができるようになった。

【0012】なお、バーキングレンジやNレンジ等を含め、車両が停止している場合であっても、回転が止らないという観点からすると、むしろ自動変速機の出力部材よりは入力部材の方が止らない確率は高い。

【0013】しかしながら、入力部材は、ギヤトレインを構成する際に半径方向中央に位置させるのが効率的なため、キャリアに形成される油孔の内周側開口部と当該特定の変速段で回転の停止する回転部材に設けられた潤滑油路の外周側開口部との間に入力部材を配置するのは実際には困難であること、及び、車速が0のとき、即ち、車両が止っているときは、ピニオンギヤに要求される潤滑油量も極めて少なくて済むため、事実上の支障は生じないことを考慮すると、この介在させる部材としては出力部材が最適である。

## 【0014】

【実施例】以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説明する。

【0015】図2に本発明の実施例に係る自動変速機のスケルトンを、図3に具体的な断面を示す。

【0016】この実施例は、第1遊星歯車機構211をシングルピニオン型遊星歯車機構によって構成すると共に、第2遊星歯車機構221をダブルピニオン型遊星歯車機構によって構成したものである。

【0017】第1遊星歯車機構211は、サンギヤS211とリングギヤR211と、これらに噛合したピニオンギヤP211を保持したキャリヤC201とを回転要素とする。

【0018】これに対し第2遊星歯車機構221は、サ

4

ンギヤS221とリングギヤR221との間に、サンギヤS221に噛合するショートピニオンギヤPS221と、このショートピニオンギヤPS221及びリングギヤR221に噛合するピニオンギヤP221とを備える。ピニオンギヤP221が第1遊星歯車機構211のピニオンギヤP211と一体化されてロングピニオンとなっている。更に、第1遊星歯車機構211と第2遊星歯車機構221とのキャリヤC201が共通化されている。又、出力部材であるドライブギヤZ31が、第2遊星歯車機構221におけるリングギヤR221に一体的に連結されたアウトプットシャフトZ80に連結されている。

【0019】入力軸Z41は、キャリヤC201と第2遊星歯車機構221のサンギヤS221とに選択的に連結される。そのための摩擦係合装置として入力軸Z41とキャリヤC201との間に第1クラッチK211が設けられている。

【0020】又、第1遊星歯車機構211のサンギヤS211とリングギヤR211との間には、互いに直列に配置された第2クラッチK212と第1一方向クラッチF211とが配置されている。

【0021】更に、入力軸Z41とサンギヤS221との間に第3速のエンジンブレーキとリバースレンジを確保するための第3クラッチK213が設けられている。

【0022】一方、ブレーキ手段として、第1遊星歯車機構211のサンギヤS211とハウジングZ51との間には、第2クラッチK212と直列に第1ブレーキB211が設けられている。第1ブレーキB211のクラッチ側のメンバは一方向クラッチF211を介して第1遊星歯車機構211のリングギヤR211と連結されている。このリングギヤR211は第3ブレーキB213を介してケーシングZ51と連結されている。

【0023】又第2遊星歯車機構221のサンギヤS221とハウジングZ51との間には第2ブレーキB221が設けられている。

【0024】この第2ブレーキB221と並列に、互いに直列に配列された第4ブレーキB214と第2一方向クラッチF212とが配置されている。

【0025】なお、この第2一方向クラッチF212は、サンギヤS221が逆回転しようとする際に係合するよう設定されている。

【0026】図2及び図3に示す自動変速機の変速特性を示す共線図は図4のとおりである。又作動表は図5のとおりである。

【0027】この自動変速機においては、キャリヤC201が共通化されていることから回転要素は5つであり、従って共線図は5本の縦線で示される。又第1遊星歯車機構211がシングルピニオン型遊星歯車機構であり、且つ第2遊星歯車機構221がダブルピニオン型のものであり、更に第2遊星歯車機構221の外周側のビ

ニオンギヤP 2 2 1がロングピニオン化されているから、共通のキャリヤC 2 0 1を示す線の一方側に、第1遊星歯車機構2 1 1のサンギヤS 2 1 1を示す線が位置し、又、他方側に第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1を示す線及びサンギヤS 2 2 1を示す線、第1遊星歯車機構2 1 1のリングギヤR 2 1 1を示す線とが位置することになる。

【0028】なお、各遊星歯車機構2 1 1、2 2 1のギヤ比の関係で第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1を示す線が、キャリヤC 2 0 1を示す線に隣接して位置し、出力部材となる。即ち、アウトプットシャフト2 8 0、ドライブギヤR 2 3 1は、このリングギヤR 2 2 1と連結されている。

【0029】更に、第1遊星歯車機構2 1 1のリングギヤR 2 1 1を示す線が、出力部材であるリングギヤR 2 2 1を示す線に隣接して位置する。前進時の入力要素であるキャリヤC 2 0 1の線上の「1」の長さの位置と、固定要素を示す線の原点位置とを結んだ直線が、出力部材（第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1）を示す線を横切る位置が出力回転数となるため、この回転数の値は入力1回転当たりの出力回転数となる。

【0030】この共線図から、第2遊星歯車機構2 2 1\*

$$(1 - \rho_{12}) / (1 - \rho_{12-2} \cdot \gamma_{22}) \dots (1)$$

で表わされる。

【0034】なおこの第1速でエンジンブレーキを効かせるためには、第1一方向クラッチF 2 1 1と並列に設けられた第3ブレーキB 2 1 3を係合させ、第1一方向クラッチF 2 1 1が空転する方向のリングギヤR 2 1 1の回転を阻止する。

【0035】一方、第2速は、第1クラッチK 2 1 1と第4ブレーキB 2 1 4とを係合させることに伴って第2一方向クラッチF 2 1 2が係合すると共に第1一方向クラッチF 2 1 1が空転することによって設定される。即ち、キャリヤC 2 0 1が入力軸2 4 1と共に回転すると、第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1に出力側の負荷がかかってサンギヤS 2 2 1が逆転しようと、そのために第2一方向クラッチF 2 1 2が係合してサンギヤS 2 2 1が固定され（サンギヤS 2 2 1に反トルクが与えられ）、その結果出力部材であるリングギヤR 2 2 1は入力軸2 4 1の回転を第2遊星歯車機構2 2 1で連結した回転数で正回転する。従って、この第2速の変速比は、

$$1 / (1 - \rho_{22}) \dots (2)$$

で表わされる。なお、この場合第1一方向クラッチF 2 1 1はそれまでの係合状態から空転状態へと変化し、第1遊星歯車機構2 1 1のリングギヤR 2 1 1の正回転を許容する。

【0036】この第2速は第2一方向クラッチF 2 1 2を係合させて設定する関係上、エンジンブレーキを効かせる場合には、その第2一方向クラッチF 2 1 2が空転

\*のサンギヤS 2 2 1は、点Pで示すように、第2速段においてその回転が零になる（停止する）ことが判る。

【0031】ここで、この第1実施例に係る自動変速機で設定される各速段について説明する。

【0032】まず第1速は、第1クラッチK 2 1 1と第1ブレーキB 2 1 1を係合させることに伴って第1一方向クラッチF 2 1 1が係合することによって設定される。即ちキャリヤC 2 0 1が入力軸2 4 1と共に回転すると、第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1に出力側の負荷がかかっているために第1遊星歯車機構2 1 1のリングギヤR 2 1 1が逆回転しようとするが、このリングギヤR 2 1 1に逆回転方向のトルクがかかると第1一方向クラッチF 2 1 1が係合する。その結果リングギヤR 2 1 1の回転が阻止され（即ちリングギヤR 2 1 1に反トルクが与えられ）、出力部材である第2遊星歯車機構2 2 1のリングギヤR 2 2 1が入力軸2 4 1に対して大きく減速されて正回転する。

【0033】この第1速での変速比は第1遊星歯車機構2 1 1のギヤ比を $\rho_{12}$ 、第2遊星歯車機構2 2 1のギヤ比を $\rho_{22}$ 、第2遊星歯車機構2 2 1の外周側のピニオンギヤとリングギヤの歯数比を $\gamma_{22}$ とすれば、

$$(1 - \rho_{12}) / (1 - \rho_{12-2} \cdot \gamma_{22}) \dots (1)$$

する方向のサンギヤS 2 2 1の回転を阻止するために、第2ブレーキB 2 1 2を係合させる。

【0037】ここで、サンギヤS 2 2 1が第2一方向クラッチF 2 1 2によって固定されるということは即ちその回転が零になる（停止する）ということにほかならない。

【0038】第3速は、第1クラッチK 2 1 1及び第2クラッチK 2 1 2を係合させることに伴って第1一方向クラッチF 2 1 1が再び係合することにより設定される。即ち、第2クラッチK 2 1 2が係合することで第1遊星歯車機構2 1 1のサンギヤS 2 1 1が正回転となり、第1一方向クラッチF 2 1 1が係合し、その結果第1遊星歯車機構2 1 1ではキャリヤC 2 0 1、サンギヤS 2 1 1、リングギヤR 2 1 1が入力軸2 4 1と共に回転するため、その全体が一体となって回転する。従って出力部材であるリングギヤR 2 2 1は入力軸2 4 1と等速度で正回転し、変速比が「1」の直線段となる。

【0039】なお、この場合も、第1一方向クラッチF 2 1 1を係合させているため、エンジンブレーキを効かせる場合には第3クラッチK 2 1 3を係合させる。又、第2一方向クラッチF 2 1 2はこれを連結してある第2遊星歯車機構2 2 1のサンギヤS 2 2 1がこの第3速で正転するまで空転状態となり、従って第3速において第4ブレーキB 2 1 4を係合させても第4ブレーキB 2 1 4は動力の伝達には関与しない。従って第4ブレーキB 2 1 4は変速のために同期解放が必要なものではないため、第2速から第3速への変速は第2クラッチK 2 1 2

を新たに係合させるだけで達成できる。

【0040】第4速は、第1クラッチK211、第2クラッチK212、及び第1ブレーキB211を係合させることによって設定される。即ち、キャリヤC201は第1遊星歯車機構211と第2遊星歯車機構221とで共通化されているため、キャリヤC201が入力軸241と共に回転すると、第1遊星歯車機構211では第1\*

$$(1 - \rho_{12}) / (1 - \rho_{12} + 2 \cdot \rho_{12} \cdot \gamma_{22}) \dots (3)$$

で表わされる。

【0041】又この場合、第2遊星歯車機構221のサンギヤS221は、入力軸241より速く正回転するため、第4ブレーキB214を係合させておいても、一方向クラッチF211、F212が空転するため該第4ブレーキB214は動力の伝達に関与しない。従って第3速から第4速への変速は第1ブレーキB211を新たに係合させるだけで達成でき、円滑な変速が可能である。

【0042】一方、後進段は、第3クラッチK213及び第3ブレーキB213を係合させることにより設定さ※

$$(2 \cdot \gamma_{22} - \rho_{22} + \rho_{12} \cdot \rho_{22}) / (\rho_{22} - \rho_{12} \cdot \rho_{22} - 2 \cdot \rho_{22} \cdot \gamma_{22}) \dots (4)$$

で表わされる。

【0043】上述したように、この自動変速機は、第2変速段において第2遊星歯車機構221のサンギヤS221が第2一方向クラッチF212によって固定されるため、その回転が停止する構成となっている。

【0044】このことは、このサンギヤS221（の支持シャフト278）に形成されている油路を介して潤滑油を供給しようとした場合、第2速段においては、そのポンプ作用が得られなくなる恐れがあることを意味する。そこでこの実施例では次のような潤滑構成を採用している。

【0045】図1に第1、第2遊星歯車機構211、221付近の潤滑油路の構成を拡大して示す。

【0046】第1回転軸260には、その中心に軸方向に潤滑油路260aが形成されている。又、キャリアC201と第1クラッチK211を連結するインタミネーテッドシャフト262には、その中心に軸方向に潤滑油路262aが形成されている。更に、このインタミネーテッドシャフト262には、その外周にあるブッシュ264、266を潤滑するための油路（油孔）262b、262cが形成されており、更に、ビニオンギヤP221内のラジアルペアリング268、270及びスラストワッシャ272、274、スラストペアリング276、277あるいは図示せぬその他のブッシュ、ペアリングを潤滑するための油路262dが形成されている。

【0047】第2遊星歯車機構221のサンギヤS221の支持シャフト278は、インタミネーテッドシャフト262の外周に前記ブッシュ264、266を介して配置されおり、この支持シャフト278の外周に第2遊星歯車機構221のリングギヤR221と一体回転する

\*ブレーキB211及び第2クラッチK212で固定しているサンギヤS211が反力トルクを受け、その結果共通化されているキャリヤC201がサンギヤS221の周りを正回転し、第2遊星歯車機構221のリングギヤR221が入力軸241に対して増設されて正回転する。即ち変速比が「1」より小さいオーバードライブ段が達成される。この場合の変速比は、

$$(1 - \rho_{12}) / (1 - \rho_{12} + 2 \cdot \rho_{12} \cdot \gamma_{22}) \dots (3)$$

※れる。即ち第2遊星歯車機構221のサンギヤS221が入力軸241と共に回転すると、共通化されているキャリヤC201に出力側の負荷がかかっている上に、第1遊星歯車機構211のビニオンギヤP211がロングビニオン化されているため、第1遊星歯車機構211のリングギヤR211が正回転しようとするが、これがブレーキB211で固定されていて反力トルクを受け、その結果第2遊星歯車機構221のリングギヤR221が逆回転する。この場合の変速比は、

$$(2 \cdot \gamma_{22} - \rho_{22} + \rho_{12} \cdot \rho_{22}) / (\rho_{22} - \rho_{12} \cdot \rho_{22} - 2 \cdot \rho_{22} \cdot \gamma_{22}) \dots (4)$$

アウトプットシャフト280がブッシュ282、284を介して配置されている。なお、前述したように、このアウトプットシャフト280がドライブギヤ231とスライドにより一体回転する。

【0048】第2遊星歯車機構221のサンギヤS221の支持シャフト278には、主にブッシュ282、284を潤滑するための油孔278a、278bと主にビニオンギヤ内への潤滑油を供給するための油孔278cが形成されている。

【0049】前記アウトプットシャフト280は、キャリアC201に形成された油孔C201aの内周側開口部C201bと、第2速段で回転の停止するサンギヤS221の支持シャフト278に設けられた潤滑油路278cの外周側開口部278dとの間にその一部が延在されている。この延在された部分には、支持シャフト278に設けられた潤滑油路278cの外周側開口部278dからキャリアC201に形成される油路C201aの内周側開口部C201bに潤滑油を供給するための潤滑油路280bが形成されている。

【0050】なお、キャリアC201の内部に設けられた潤滑油路C201aを介してビニオンギヤ内のラジアルペアリング268、270等を潤滑する構成自体については従来公知の構成がそのまま適用されている。

【0051】次に、この実施例の、特に潤滑に関する作用について説明する。潤滑油路260aから油路262aへと供給された潤滑油は、油孔262dを介して、又、主にブッシュ264、266の潤滑のために形成された油孔262b、262cを介してインタミネーテッドシャフト262の外周へと供給される。この潤滑油は、更に油孔278c、あるいは主にブッシュ282、

284を潤滑するために設けられた油孔278a、278bを介して、アウトプットシャフト280のブッシュ282、支持シャフト278、スラストベアリング276で囲まれた油室294へと導かれる。

【0052】ここで、支持シャフト278は第2速段において停止するものの、アウトプットシャフト280は前進時及び後退時のいずれのときも常に回転しているため、遠心力によるポンプ作用が働いてこの油室294のオイルはキャリアC201内の油路C201aへと確実に導かれる。この場合、アウトプットシャフト280は支持シャフト278より更に外径側にあるため、大きなポンプ作用を得ることができ、しかもアウトプットシャフト280の回転速度が高くなる程、即ち車速が高くなる程大きなポンプ作用を得ることができるようになる。

#### 【0053】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、たとえ特定の変速段で停止してしまうような部材を介して潤滑油をピニヤオンギヤ内に供給せざるを得ないような構成であったとしても、ポンプ負荷等を高めることなく、当該特定の変速段を含む全ての変速段で確実に潤滑油をピニヤオンギヤ内に供給することができるようになるという優れた効果が得られる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る潤滑装置の適用された自動変速機の第1、第2遊星歯車機構の付近を示す拡大断面図

【図2】上記車両用自動変速機の構成を示すスケルトン図

【図3】上記自動変速機の具体的な断面構成を示した全体断面図

【図4】上記自動変速機の各回転メンバの共線図

【図5】上記自動変速機の各摩擦係合要素の係合状態を示す線図

【図6】従来の技術思想を上記自動変速機に適用した場合の構成を示す図1対応の比較断面図

#### 【符号の説明】

211…第1遊星歯車機構

221…第2遊星歯車機構

S211、S221、…サンギヤ

R211、R221…リングギヤ

C201…キャリア

P211、P221…ピニヤンギヤ

PS221…ショートピニヤンギヤ

241…入力軸

231…ドライブギヤ（出力部材）

262…インタミネーテッドシャフト

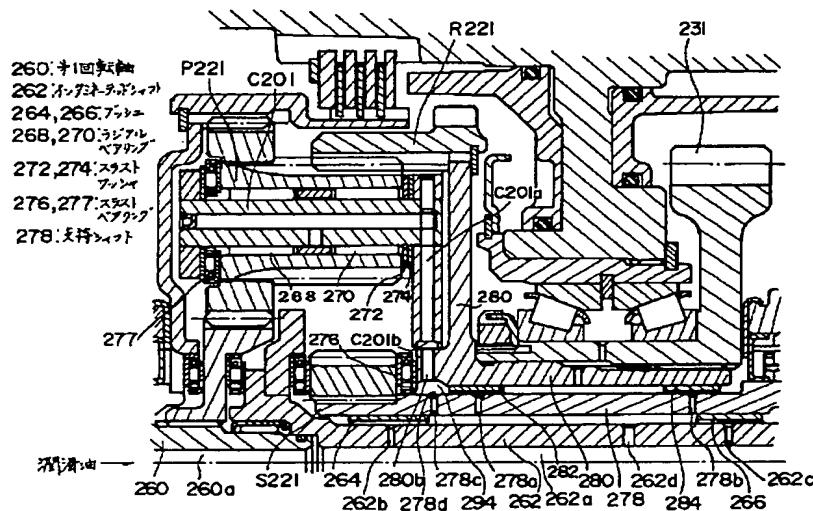
278…（サンギヤの）支持シャフト

278a、278b、278c…油孔

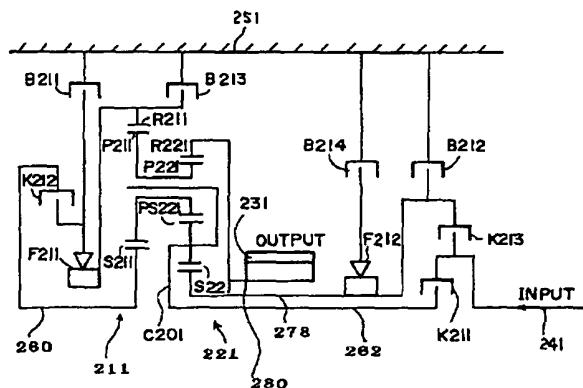
280…アウトプットシャフト（出力部材）

C201a…キャリア内の潤滑油路

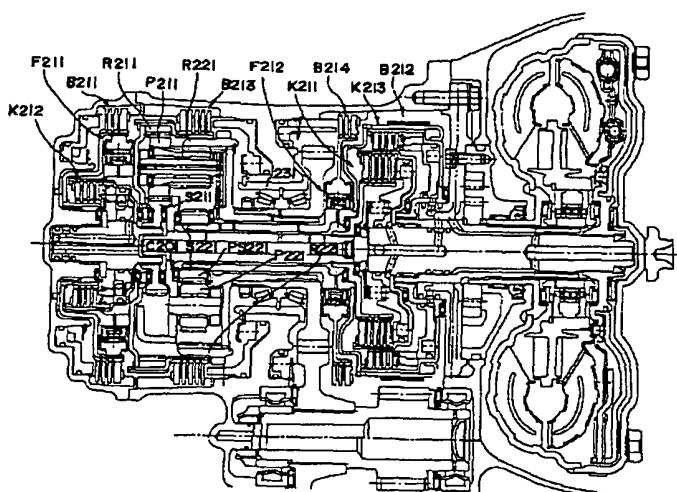
【図1】



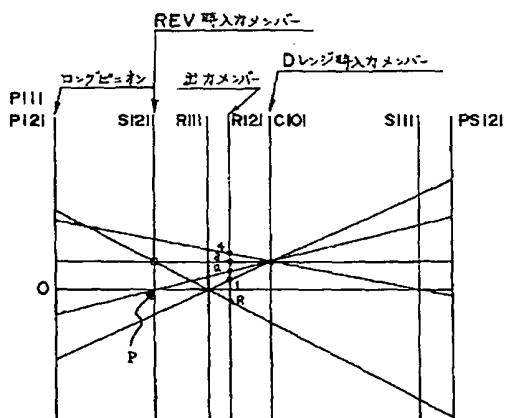
【図2】



【図3】



【図4】



【図5】

	K211	K212	K213	B211	B212	B213	B214	F211	F212
REV			○			○			
1ST	○			○		◎		○	
2ND	○				◎		○		○
3RD	○	○	◎					○	
4TH	○	○		○					

○ 作動状態

◎ エンジンブレーキ時作動

【図6】

